

# Mechanische Energiespeicher konstanten Volumens

Pfleiderer, Carl

Veröffentlicht in:  
Abhandlungen der Braunschweigischen  
Wissenschaftlichen Gesellschaft Band 3, 1951,  
S. 200-215



Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig

# Mechanische Energiespeicher konstanten Volumens

Von Carl Pfeleiderer

Mit 5 Abbildungen

*Abstract: In this paper general directives are developed for the improvement of accumulators, which use compressed air (or a gas which is chemically passive against metals and moisture) as working substance or only as an elastic link. In the second case water serves as working liquid the surface of which is loaded with an air cushion. In each case the storing capacity is caused by a change of pressure in connection with a constant volume.*

*At first the equations for the calculation of the stored energy are developed in the adiabatic and the isothermal condition, that is for the two limiting cases. Then it is shown that the expenditure of iron for the pressure vessels with a prescribed volume does not depend on the diameter or whether the given volume consists of one or more containers. The same applies to the energy which can be stored per kp of the container material. For the compressed-air accumulator this exploitation of the weight raises steadily with the accumulator pressure up to about 40 kp/cm<sup>2</sup>. But it is remarkable that the energy which may be stored per kg of material is practically independent on the pressure if the accumulator is operated with water under compressed gas. In this case there exists also an optimal proportion for the discharge, that is the proportion of the highest to the lowest pressure in the accumulator, of  $e = 2,718$ . But the expenditure of material per energy unit for this accumulator is much higher than for the one operated with compressed air only, because the water which does not store energy demands a considerable part of the volume of the tank. But the efficiency is very good and considerably higher than for the accumulator operated with compressed air. Besides that the operation is much simpler, because it is not necessary to cool at charging and to heat at discharging the accumulator. It is even possible to come near to 100% efficiency if one approaches to isothermal change of state in the air cushion by means of heat exchange between air and water volume. That is also possible if one separates the volumes for air and water and connects them by heat exchangers in the junction.*

Arbeitsvorgänge, bei denen Zufuhr und Verbrauch von Energie nicht in jedem Augenblick gleich sind, können nur dann stetig verlaufen, wenn Energiespeicher in den Prozeß eingeschaltet werden, die den Energieüberschuß je nach Bedarf aufnehmen und abgeben. Diese Notwendigkeit besteht bei einer Unzahl technischer Anwendungen.

Es gibt folgende Arten von Energiespeicher:

Elektrochemische Speicher (Blei- oder Stahllakkumulator), Wärmespeicher, elektrolytische Speicher (Zersetzung von Wasser unter hohem Druck), das Schwungrad, das beispielsweise bei allen Kolbenpumpen mit Kurbelwelle unentbehrlich und im Ilgner-Umformer vertreten ist. Hierzu kommen die Speicher, die auf der Verwendung eines elastischen Gliedes (Feder oder Luftkissen) beruhen. An Stelle der gespannten Feder ist das hochgehobene Gewicht verwendbar. Wird hierbei das Wasser als Gewicht benutzt, so läßt sich die Speicherung besonders bequem im hochliegenden Wasserbehälter durchführen. Diese Speicherung ist in den bekannten Pumpspeicherwerken vertreten und bildet heute die einzige wirtschaftliche Möglichkeit, um größere

Energiemengen zu speichern. Jedoch ist das Vorhandensein großer Höhenunterschiede im umgebenden Gelände zwingende Voraussetzung.

Jede der aufgeführten Ausführungsformen hat ihr besonderes Verwendungsgebiet. Im nachstehenden sollen die Möglichkeiten zusammenfassend behandelt werden, die für die Speicherung von Druckenergie in geschlossenen Gefäßen, also von Druckluft oder Druckwasser bestehen. Für diese Speicherformen ist der konstant bleibende Rauminhalt bei wechselndem Druck das Merkmal. Ihre Wirtschaftlichkeit hängt ab vom Werkstoffaufwand. Sie werden dort verwendet, wo begrenzte Energiemengen zu speichern sind, und die Überführung in elektrische oder chemische Energie als zu kostspielig ausscheidet. Der Vorteil liegt ferner im Wegfall langer Rohrleitungen sowie der Möglichkeit, feste, in jedem Fall anwendbare Ausführungsformen zu entwickeln.

Die Aufgabe besteht also darin, den wirtschaftlichsten Speicherdruck und die wirtschaftlichste Größe des Einzelgefäßes, d. h. ob ein einzelnes großes Gefäß in Betracht kommt oder eine Unterteilung in mehrere parallel geschaltete Gefäße günstiger ist, zu ermitteln. Es ist zwischen zwei Ausführungsformen zu entscheiden, nämlich dem reinen Druckluftspeicher und dem unter Druckgas stehenden Wasserspeicher. Beim reinen Druckluftspeicher muß die Möglichkeit in Betracht gezogen werden, die zur Entspannung gelangende Luft zu erhitzen, damit der Wirkungsgrad sich bessert und die Düsen nicht einfrieren.

Bei der anderen zu behandelnden Speicherart, dem unter Gasdruck stehenden Wasserspeicher, hat nur das Gas die Fähigkeit der Speicherung. Die Entleerung erfolgt nur durch Entnahme von Druckwasser. Das Gasgewicht bleibt theoretisch konstant. Der Nachteil gegenüber dem Druckluftspeicher liegt darin, daß ein Teil des Speicherraumes durch das nicht kompressible und deshalb am Speichervorgang unbeteiligte Wasser in Anspruch genommen wird. Dem steht der sehr wesentliche Vorteil der bequemen Be- und Entladung durch den Wasserstrom und des hohen Speicherwirkungsgrades gegenüber. Die Fragestellung ist hier auszudehnen nach dem günstigsten Verhältnis von Luft- zu Wasserraum bei gefülltem Speicher, womit auch die Frage nach dem günstigsten Entladegrad beantwortet ist.

## I. Allgemeines über die Speicherkapazität von Druckluft

In diesem Abschnitt soll verlustlose Wiedergewinnung der dem Speicher zugeführten Energie angenommen werden. Die Verluste, welche recht verschieden sind und eine erhebliche Rolle spielen, werden später behandelt.

### a) Reiner Druckluftkessel

Beim Entladen sinkt der Druck  $P$  und damit das Druckgefälle  $H$  gegenüber dem Außendruck, d. h. die auf 1 kg Luft entfallende Speicherarbeit. Bezeichnet

$P_1, P_2$  die Speicherdrücke in kg/m<sup>2</sup> beim Beginn und Ende der Entladung,

$P$  einen beliebigen Zwischendruck,

$v = \frac{1}{\gamma}$  das zugehörige spezifische Volumen,

$P_a$  den Außendruck in kg/m<sup>2</sup>,

$V$  den Rauminhalt des Speichers in m<sup>3</sup>,

$\kappa = c_p/c_v$  den Adiabatenexponenten,

so ist das verfügbare adiabatische Druckgefälle jeweils

$$H = \frac{\kappa}{\kappa - 1} P v \left[ 1 - \left( \frac{P_a}{P} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]. \quad (1)$$

Das in sehr kurzer Zeit abgegebene Luftgewicht  $V d\gamma$  liefert beim Absinken des Speicherdrucks von  $P_1$  auf  $P_2$  die Arbeit

$$E = \int_{P_2}^{P_1} V d\gamma H = V \int_{P_2}^{P_1} H d\gamma. \quad (2)$$

Wegen der angenommenen Verlustlosigkeit erfolgt die Expansion der Luft im Entlader adiabatisch. Im Speicher kann bei sehr rascher Entladung ebenfalls die Adiabate zugrunde gelegt werden, während bei sehr langsamer Entladung der Wärmeaustausch mit der Umgebung sich geltend macht und der Entspannungsvorgang sich der Isotherme nähert.

*α) Adiabatische Zustandsänderung im Speicher.* Da

$$\frac{P}{\gamma^\kappa} = \text{konst.}$$

also

$$\frac{dP}{\gamma^\kappa} - \kappa \frac{P}{\gamma^{\kappa+1}} d\gamma = 0$$

$$d\gamma = \frac{\gamma}{\kappa} \frac{dP}{P} = \frac{1}{\kappa} \frac{dP}{P v},$$

so ist nach (2) und (1)

$$\begin{aligned} E_{ad} &= \frac{V}{\kappa - 1} \int_{P_2}^{P_1} \left[ 1 - \left( \frac{P_a}{P} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] dP \\ &= \frac{V}{\kappa - 1} \left\{ P_1 - P_2 - \kappa P_a \left[ \left( \frac{P_1}{P_a} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left( \frac{P_2}{P_a} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right] \right\}. \end{aligned} \quad (3)$$

*β) Isothermische Zustandsänderung im Speicher.* Da jetzt

$$\frac{P}{\gamma} = \text{konst.},$$

also

$$\frac{dP}{\gamma} - P \frac{d\gamma}{\gamma^2} = 0$$

$$d\gamma = \gamma \frac{dP}{P} = \frac{dP}{P_1 v_1}. \quad (4)$$

so ist nach (2) und (1) die gespeicherte Energie

$$E_{is} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} V \int_{P_2}^{P_1} \left[ 1 - \left( \frac{P_a}{P} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] dP$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\kappa}{\kappa-1} V \left[ P_1 - P_2 - \kappa P_a^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left( P_1^{\frac{1}{\kappa}} - P_2^{\frac{1}{\kappa}} \right) \right] \\
 &= \frac{\kappa}{\kappa-1} V \left\{ P_1 - P_2 - \kappa P_a \left[ \left( \frac{P_1}{P_a} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left( \frac{P_2}{P_a} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right] \right\} \\
 &= \kappa E_{ad}.
 \end{aligned} \tag{5}$$

Da hiernach die Speicherfähigkeit gegenüber dem Fall  $\alpha$  sich auf das  $\kappa$ -fache vervielfacht, so ist stets isothermische Zustandsänderung im Speicher anzustreben, also das im Speicher befindliche Gas während der Expansion zu erwärmen.

Die Mehrleistung des isothermisch expandierenden Speichers zwischen festen Drücken  $P_1$  und  $P_2$  ist einmal durch erhöhte Abgabe an Druckluftgewicht, sodann durch die durchgängig höhere Temperatur der abgegebenen Druckluft bedingt.

#### b) Unter Druckgas stehender Wasserspeicher

Bei Senkung des Wasserspiegels um das Elementarvolumen  $dV$  wird die Arbeit  $(P - P_a)dV$  abgegeben. Die im ganzen gespeicherte Energie beträgt also

$$E = \int_{P_2}^{P_1} (P - P_a) dV. \tag{7}$$

Dieser Betrag ist wieder stark davon abhängig, ob gekühlt wird oder nicht. Wir betrachten wieder die beiden Grenzfälle:

$\alpha$ ) *Adiabate*. Im Falle fehlender Wärmezufuhr, also beispielsweise bei sehr rascher Entladung, gilt die Adiabate, deren Zustandsgleichung lautet  $P V^\kappa = P_1 V_1^\kappa = P_2 V_2^\kappa$ , womit Gleichung (7) liefert:

$$\begin{aligned}
 E_{ad} &= \frac{P_1 V_1}{\kappa-1} \left[ 1 - \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} \right] - P_a (V_2 - V_1) \\
 &\Rightarrow \frac{P_1 V_1}{\kappa-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_a}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] - P_a V_1 \left[ \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right].
 \end{aligned} \tag{8}$$

$\beta$ ) *Isotherme*. Bei sehr langsamer Entladung erfolgt die Ausdehnung infolge des Wärmeaustausches zwischen Speicherfläche und Wasser bzw. umgebender Luft isothermisch. Dann gilt  $P V = P_1 V_1 = P_2 V_2$ , womit Gleichung (1) ergibt:

$$E_{is} = P_1 V_1 \ln \frac{P_1}{P_2} - P_a V_1 \left( \frac{P_1}{P_2} - 1 \right) \tag{9}$$

Die abgeleiteten Gleichungen zeigen, daß die Speicherfähigkeit je  $m^3$  unabhängig von der Art des Gases ist, solange  $\kappa$  gleich bleibt, also beispielsweise für alle zweiatomigen Gase übereinstimmt.

## II. Der Eisenaufwand eines Kessels von gegebenem Rauminhalt

Das Eisengewicht  $G$  (in kg) des zylindrischen Mantels eines Speichers vom Volumen  $V$  (in  $\text{m}^3$ ) beträgt, wenn sein Halbmesser mit  $R$  (in m) die Wandstärke mit  $s$  (in m) und die Wichte des Materials mit  $\gamma_m$  (in  $\text{kg}/\text{m}^3$ ) bezeichnet wird, weil die Länge  $L = V/R^2\pi$

$$G = \frac{V}{R^2\pi} \cdot 2R\pi s \cdot \gamma_m.$$

Darin ist  $s = (P_1 - P_a) \frac{R}{\sigma}$ , wenn

$\sigma$  die zulässige Beanspruchung in  $\text{kg}/\text{m}^2$  (statt wie üblich in  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ),

$P$  der Speicherdruck in  $\text{kg}/\text{m}^2$ .

Also

$$G = 2 \frac{\gamma_m}{\sigma} (P_1 - P_a) V. \quad (10)$$

Also ist der Gewichts Aufwand für den Mantel bei gegebenem Rauminhalt und Überdruck vom Durchmesser unabhängig. Es ist deshalb gleichgültig, ob man einen Kessel großen Durchmessers verwendet oder den Speicher aus Röhren mit entsprechend verringerter Wandstärke herstellt, wenn die zugelassene Beanspruchung gleich bleibt.

Das Gewicht der Böden ist bei geometrisch ähnlicher Gestalt proportional zum Mantelgewicht. Es tritt um so mehr zurück, je größer das Längenverhältnis  $L/2R$ , das man also möglichst groß zu wählen hat. Im folgenden soll das Bodengewicht außer Betracht bleiben, weil es im Falle der Auflösung des Speichers in Rohre keine Rolle mehr spielt (ähnlich wie beim Wasserrohrkessel). Im übrigen ist das Speichergewicht naturgemäß um so kleiner, je höher die zugelassene Beanspruchung  $\sigma$ . Maßgebend für die Beurteilung ist aber nicht der Absolutbetrag des Gewichts, sondern die Ausnützung des Gewichts, also die je kg Eisenaufwand gespeicherte Energie  $E/G$ .

## III. Die Gewichtsausnutzung

Für die Beurteilung eines Speichers ist die je kg Eisenaufwand speicherbare Energie maßgebend, also nach Gleichung (10) die Größe

$$\frac{E}{G} = \frac{\sigma E}{2\gamma_m (P_1 - P_a) V}. \quad (10a)$$

Hierin ist für  $E$  je nach Lage des Falls der in den Gleichungen (3), (5), (8), (9) angegebene Wert einzusetzen, sofern wieder Verluste vernachlässigt werden. Man erhält dann, wenn gleichzeitig mit  $P_2 V$  (wobei  $V$  das ganze Speichervolumen) Zähler und Nenner durchdividiert und das Entladeverhältnis  $\frac{P_1}{P_2}$  mit  $x$  bezeichnet wird, der Reihe nach folgende Gleichungen:

a) für den Druckluftspeicher

$$\frac{E_{ad}}{G} = \frac{\sigma}{2\gamma_m x - 1} \frac{1}{x - \frac{P_a}{P_2}} \frac{x - 1 - x \frac{P_a}{P_2} \left[ \left( \frac{P_1}{P_a} \right)^{\frac{1}{x}} - \left( \frac{P_2}{P_a} \right)^{\frac{1}{x}} \right]}{x - \frac{P_a}{P_2}} \quad (11)$$

$$\frac{E_{is}}{G} = x \frac{E_{ad}}{G}; \quad (12)$$

b) für den unter Druckgas stehenden Wasserspeicher, wo in Gleichung (10a) für  $V$  das Gesamtvolumen  $V_2$  zu setzen ist

$$\frac{E_{ad}}{G} = \frac{\sigma}{2\gamma_m} \frac{x}{x-1} \left( 1 - x^{-\frac{x-1}{x}} \right) - \frac{P_a}{P_2} \left( x^{\frac{1}{x}} - 1 \right) \quad (13)$$

$$\frac{E_{is}}{G} = \frac{\ln x - \frac{P_a}{P_2} \left( 1 - \frac{1}{x} \right)}{x - \frac{P_a}{P_2}} \quad (14)$$

In Abb. 1 und 2 ist der Verlauf dieser Ausdrücke in Abhängigkeit vom Entladeverhältnis  $x$  mit  $P_2/P_a$  als Parameter dargestellt (wobei beidemal  $\sigma = 1000 \text{ kp/cm}^2 = 10^7 \text{ kp/m}^2$ ,  $\gamma_m = 8 \text{ kp/dm}^3 = 8 \cdot 10^3 \text{ kp/m}^3$  gesetzt\*) und der Nullpunkt unterdrückt ist). In beiden Abbildungen sind auch die Linien für konstantes  $P_1/P_a$  eingetragen, wobei benutzt ist, daß  $P_1/P_a = P_2/P_a \cdot x$ . Man sieht aus Abb. 1, daß beim Druckluftspeicher die Gewichtsausnutzung mit  $x$  stetig wächst. Im gleichen Sinne wirkt hier eine Steigerung des Behälterdrucks.

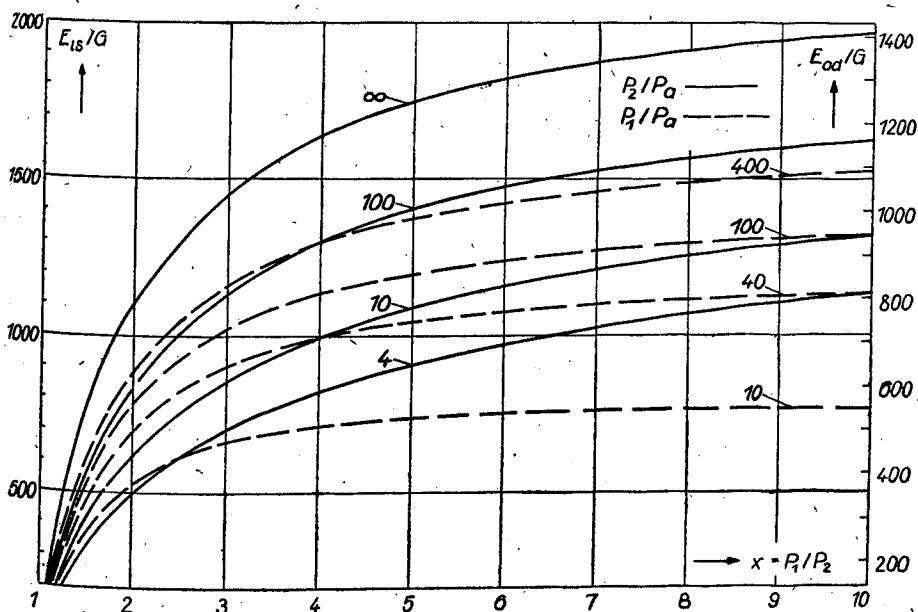


Abb. 1. Druckluftspeicher  
Speicherfähigkeit je kg Speichergewicht in mkg/kg

\*) Der für  $\gamma_m$  verwendete Wert  $8 \text{ kp/dm}^3$  ist an Stelle des bei Stahl gültigen Wertes 7,82 verwendet, weil die Böden hinzukommen, die im Falle der Verwendung von Rohren eine geringe Rolle spielen.

Abb. 2 zeigt, daß ein Bestwert für das Entladeverhältnis  $\alpha$  besteht, der von  $P_2/P_a$ , also der Höhe des Speicherdrucks, wenig abhängt. Ferner ersieht man, daß die Kurven nahe beieinander liegen, besonders wenn man berücksichtigt, daß der Speicherdruck aus Gründen der Raumersparnis groß gegenüber dem Außendruck  $P_a$  gewählt werden muß. Bei  $P_2/P_a = 10$  ist der Bestwert von  $E_{is}/G$  nur etwa 3% kleiner als bei  $P_2/P_a = 100$ . Man kann also den folgenden wichtigen Satz aussprechen:

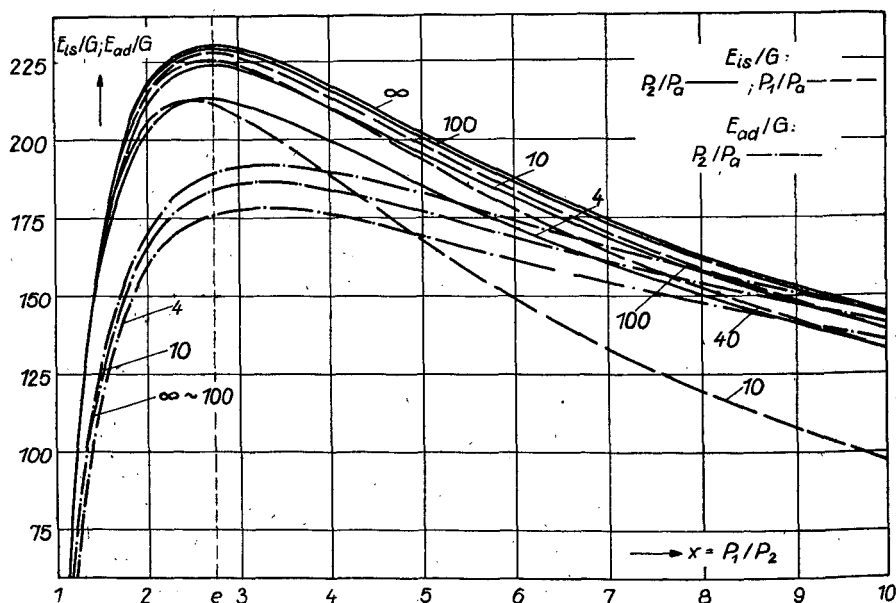


Abb. 2: Wasserspeicher unter Druckgas  
Speicherfähigkeit je kg Speichergewicht in mkg/kg

Die Gewichtsausnützung ist bei dem unter Druckgas stehenden Wasserspeicher praktisch unabhängig von der Höhe des verwendeten Speicherdrucks. Nur bei kleinen Speicherdrücken von  $P_2/P_a \leq 4$ , wie sie praktisch kaum vorkommen, tritt gegenüber  $P_2/P_a = \infty$  eine merkliche Verschlechterung der Materialausnützung (von 7% und mehr) ein.

Dies ist dadurch zu erklären, daß mit steigendem Druck die Mantelfläche des Speichers in gleichem Maße sich verkleinert, wie die Wandstärke wächst, so daß das Gewicht gleich bleibt. Nur zum Zweck der Kleinhaltung des in Anspruch genommenen Raumes sind hier also hohe Speicherdrücke angezeigt.

Das Auftreten eines Bestwertes für das Entladeverhältnis  $\alpha$  beim unter Druckgas stehenden Wasserspeicher rührt daher, daß mit wachsendem  $\alpha = P_1/P_2$  das Luftvolumen des gefüllten Speichers sich verkleinert und damit die Raumausnützung sich verschlechtert. Da die Größe des Bestwertes  $\alpha$ , wie Abb. 2 zeigt, von  $P_2/P_a$  nicht merkbar abhängt, so können wir ihn für den Fall  $P_2/P_a = \infty$  bestimmen. Wir erhalten damit den einfachen Ausdruck



$$\frac{E_{is}}{G} = \frac{\sigma}{2\gamma} \frac{\ln x}{x}, \quad (15)$$

der zur Bestimmung der Gewichtsausnützung genügend genau ist. Die Nullsetzung des Differentialquotienten führt jetzt zu der Gleichung

$$-\frac{\ln x}{x^2} + \frac{1}{x^2} = 0$$

oder

$$\ln x = 1,$$

so daß also das günstigste Entladeverhältnis beträgt

$$x_{opt} = e = 2,718. \quad (16)$$

Demnach ist also bei gefülltem Speicher nur etwa der dritte Teile des Raumes mit Druckgas und der Rest mit dem nur als Übertragungsmittel dienenden Wasser angefüllt. Dies bedeutet eine erhebliche Beeinträchtigung der Gewichtsausnützung, deren Optimalwert nach (15)

$$\left(\frac{E_{is}}{G}\right)_{opt} = \frac{\sigma}{2\gamma_m 2,718} \quad (17)$$

oder mit  $\sigma = 1000 \text{ kg/cm}^2 = 10^7 \text{ kg/m}^2$ ,  $\gamma_m = 8 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$

$$\left(\frac{E_{is}}{G}\right)_{opt} = \frac{10^7}{2 \cdot 8 \cdot 10^3 \cdot 2,718} = 230 \text{ mkg/kg},$$

oder wenn die kWh = 102 · 3600 mkg als Arbeitseinheit und die Tonne = 1000 kg als Gewichtseinheit genommen wird

$$\frac{E_{is}}{G} = \frac{230 \cdot 1000}{102 \cdot 3600} = 0,626 \text{ kWh/t}.$$

Um also 3,0 kWh zu speichern, müßte das Speichergewicht  $3,0/0,626 = 4,8$  Tonnen betragen.

In gleicher Weise ermittelt sich das Maximum bei adiabatischer Zustandsänderung im Wasserspeicher. Gleichung (13) lautet mit  $P_a/P_2 = 0$

$$\frac{E_{ad}}{G} = \frac{\sigma}{2\gamma_m \kappa - 1} \left( x^{-\frac{1}{\kappa}} - \frac{1}{x} \right). \quad (18)$$

Das Maximum dieses Ausdrucks folgt aus

$$-\frac{1}{\kappa} x^{-\frac{1}{\kappa}-1} + \frac{1}{x^2} = 0$$

mit

$$x_{opt} = \kappa^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \quad (19)$$

also mit  $\kappa = 1,4$

$$x_{opt} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)_{opt} = 1,4^{3,5} = 3,247.$$

Daraus

$$\left(\frac{V_2}{V_1}\right)_{opt} = x_{opt}^{\frac{1}{\kappa}} = 2,318 \quad (20)$$

und die bestmögliche Gewichtsausnützung nach Gleichung (14)

$$\begin{aligned} \left(\frac{E_{ad}}{G}\right)_{opt} &= \frac{\sigma}{2\gamma_m} \frac{1}{x-1} \left( x^{\frac{-1}{x-1}} - x^{\frac{-1}{x-1}} \right) \\ &= \frac{\sigma}{2\gamma_m} \frac{x^{\frac{-x}{x-1}} (x-1)}{x-1} = \frac{\sigma}{2\gamma_m} x^{\frac{-x}{x-1}} \\ &= \frac{\sigma}{2\gamma_m x_{opt}} \end{aligned} \quad (21)$$

Für das Zahlenbeispiel ergibt sich also

$$\left(\frac{E_{ad}}{G}\right)_{opt} = \frac{10^7}{2 \cdot 8 \cdot 10^3 \cdot 3,247} = 193 \text{ mkg/kg.}$$

Die Ausnützung bei isothermischer und adiabatischer Expansion verhält sich gemäß Gleichungen (17) und (21) wie  $x^{\frac{x}{x-1}} : e = 3,247 : 2,718 = 1,2 : 1$ , wenn die Wasserfüllung in beiden Fällen optimal, d.h. bei der Isotherme, gleich dem 1,718ten und bei der Adiabate gleich dem 1,318ten Teil des gesamten Speichervolumens gewählt wird. Dieses Ergebnis ist unabhängig vom gewählten Höchstdruck, der in beiden Fällen also nicht gleich zu sein braucht, sondern beliebig verschieden sein kann.

Beim reinen Druckluftspeicher ist die Gewichtsausnützung unter der gemachten Voraussetzung der verlustlosen Entladung erheblich günstiger, wie der Vergleich von Abb. 1 und 2 zeigt. Legt man auch hier ein Entladeverhältnis  $x \approx 2,7$  zugrunde, so liefert dieser Speicher bei  $P_a/P_2 = 100$  für  $E_{is}/G$  den Wert 1025 mkg/kg statt 230.

Bis jetzt sind weder die Entladeverluste noch der Einfluß einer Wärmezufuhr hinter dem Speicher berücksichtigt worden. Beides soll im nächstfolgenden Abschnitt geschehen.

#### IV. Vergleich beider Speicherarten

unter Berücksichtigung der betrieblichen Bedingungen und der Verluste

a) Druckluftspeicher. Hier erfolgt die Aufladung durch einen vieltstufigen Kolbenverdichter mit Zwischenkühlung, die Entladung durch einen Druckluftmotor.

Der Kühlung vor dem Speicher während des Ladens sollte eine Erhitzung hinter dem Speicher während des Entladens gegenüberstehen, damit der Speicherwirkungsgrad erträglich bleibt und die Austrittstemperatur der Luft nicht so tief sinkt, daß sich Eisansatz bildet. Die hierfür nötige Erhitzungstemperatur ist vor dem Eintritt in den Entlader herzustellen. Sie beträgt,

wenn eine Austrittstemperatur  $T_{aT}$  des Entladers in Grad Kelvin gefordert wird\*) und der innere Wirkungsgrad des Entladers  $\eta_{iT}$  ist:

$$T_{1u} = \frac{T_{aT}}{1 - \eta_{iT} + \eta_{iT} \left( \frac{p_a}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (22)$$

Nimmt man beispielsweise  $p_a/p_1 = 1/100$ , ferner  $\eta_{iT} = 0,65$  (was im Hinblick auf die Kleinheit der Leistung und den schwankenden Anfangsdruck eher etwas zu reichlich ist), so wird

$$T_{1u} = 1,905 T_{aT},$$

also mit

$$T_{aT} = \begin{cases} 250^\circ \text{ K} \\ 290 \end{cases} \quad T_{1u} = \begin{cases} 477^\circ \text{ K} \\ 532 \end{cases}, \quad t_{1u} = \begin{cases} 204^\circ \text{ C} \\ 259 \end{cases}$$

Die zur Herstellung dieser Temperaturen nötige Zufuhr an Wärme kann durch Oberflächenheizung, also wie beim Dampfüberhitzer, durchgeführt werden. Die Schwierigkeiten sind aber größer als dort, einmal wegen der Anwesenheit des Luftsauerstoffs, der das Material unter dem vorhandenen hohen Druck verstärkt angreift, sodann wegen des gegenüber Wasserdampf verschlechterten Wärmeübergangs. Wenn Heizöl für diese zusätzliche Lufterwärmung zur Verfügung steht, bildet die unmittelbare innere Verbrennung im Strom der Arbeitsluft einen Ausweg, wobei dann aber die Verbrennungsgase einen wesentlichen Bestandteil des arbeitenden Gasstroms bilden. Deshalb muß hier mit erhöhter Anfangstemperatur gearbeitet werden, weil jetzt nicht bloß Eis-, sondern auch Wasserniederschlag verhindert werden und also  $t_{aT} \geq 100^\circ \text{ C}$  sein muß.

Der Speicherwirkungsgrad  $\eta$  soll als das Verhältnis der beim Entladen tatsächlich gewonnenen Arbeit  $E_{II}$  zu der beim Laden aufgewandten Arbeit  $E_I$  aufgefaßt werden

$$\eta = \frac{E_{II}}{E_I} \quad (23)$$

Dabei ist die etwaige Überhitzungswärme nicht als besonderer Energieaufwand berücksichtigt, also gewissermaßen gegen die beim Laden im Kühl-

\*) Bei adiabatischer Ausdehnung ist die Austrittstemperatur

$$T'_{aT} = T_{1u} \left( \frac{p_a}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}},$$

die mit der wirklichen Austrittstemperatur in dem durch den inneren Wirkungsgrad  $\eta_{iT}$  der Turbine gegebenen Zusammenhang steht

$$\begin{aligned} T_{1u} - T_{aT} &= \eta_{iT} (T_{1u} - T'_{aT}) = \eta_{iT} \left[ T_{1u} - T_{1u} \left( \frac{p_a}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \\ &= \eta_{iT} T_{1u} \left[ 1 - \left( \frac{p_a}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]. \end{aligned}$$

Hieraus folgt Gleichung (22).

wasser gewonnene Wärme aufgerechnet. Der so definierte Gesamtwirkungsgrad  $\eta$  enthält demnach nicht nur die Einzelwirkungsgrade beim Aufladen und Entladen, sondern auch den Nutzen infolge der Überhitzung. Um dies zu zeigen, zerlegen wir  $\eta$  in die entsprechenden Einzelfaktoren.

Für die Aufladung gilt als Idealvorgang wegen der Kühlung die Isotherme. Die isothermische Förderhöhe beträgt jeweils beim Speicherdruck  $P$  in  $\text{kg/m}^2$

$$H_{is} = R T_a \ln \frac{P}{P_a}.$$

Das in sehr kurzer Zeit geförderte Luftgewicht  $V \cdot d\gamma$  beansprucht die isothermische Verdichtungsarbeit  $V \cdot d\gamma \cdot H_{is}$ . Somit ist die Arbeit zum Auffüllen des Speichers zwischen den Drücken  $P_2$  und  $P_1$

$$(E_{is})_I = \int_{P_1}^{P_2} V \cdot d\gamma H_{is} = V \int_{P_1}^{P_2} H_{is} d\gamma.$$

Während des Aufladens soll im Speicher gleichbleibende Temperatur  $T_1$  angenommen werden (Abschn. I, a,  $\alpha$ ), was voraussetzt, daß dieses auf lange Zeit verteilt wird. Dann ist

$$\frac{\gamma}{P} = \text{konst} = \frac{\gamma_1}{P_1},$$

womit

$$d\gamma = \frac{\gamma_1}{P_1} dP = \frac{dP}{P_1 v_1} = \frac{dP}{R T_1},$$

also

$$\begin{aligned} (E_{is})_I &= V \int_{P_1}^{P_2} R T_a \ln \frac{P}{P_a} \frac{dP}{R T_1} \\ &= V \cdot \frac{T_a}{T_1} \int_{P_1}^{P_2} \ln \frac{P}{P_a} dP \\ &= V \frac{T_a}{T_1} \left[ P_1 \left( \ln \frac{P_1}{P_a} - 1 \right) - P_2 \left( \ln \frac{P_2}{P_a} - 1 \right) \right]. \end{aligned}$$

Damit wird, wenn der Ladewirkungsgrad  $\eta_I$  eingeführt wird,

$$E_I = (E_{is})_I \frac{1}{\eta_I} = \frac{V T_a}{\eta_I T_1} \left[ P_1 \left( \ln \frac{P_1}{P_a} - 1 \right) - P_2 \left( \ln \frac{P_2}{P_a} - 1 \right) \right]. \quad (24)$$

Für den Fall der Entladung ist die verfügbare Arbeit bereits durch Gleichung (4) oder (5) gegeben. Kommt noch Überhitzung hinzu, so ist mit  $T_{1a}/T_1$  zu vervielfachen. Berücksichtigen wir die Verluste im Entlader durch den Wirkungsgrad  $\eta_{II}$  und legen auch für die Entladung im Speicher isothermische Ausdehnung (Abschn. I, a,  $\beta$ ) zugrunde, so ist

$$E_{II} = E_{is} \frac{T_{1a}}{T_1} \eta_{II} = \eta_{II} \frac{T_{1a}}{T_1} \frac{\kappa}{\kappa - 1} V \left\{ P_1 - P_2 - \kappa P_a \left[ \left( \frac{P_1}{P_a} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left( \frac{P_2}{P_a} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right] \right\}. \quad (25)$$

Gemäß Gleichungen (23), (24) und (25) wird der Speicherwirkungsgrad

$$\eta = \eta_I \eta_{II} \frac{T_{1a}}{T_a} \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{P_1 - P_2 - \kappa P_a \left[ \left( \frac{P_1}{P_a} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left( \frac{P_2}{P_a} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right]}{P_1 \ln \frac{P_1}{P_a} - P_2 \ln \frac{P_2}{P_a} - (P_1 - P_2)}.$$

Setzt man zur Abkürzung

$$\eta_{th} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{P_1 - P_2 - \kappa P_a \left[ \left( \frac{P_1}{P_a} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left( \frac{P_2}{P_a} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right]}{P_1 \ln \frac{P_1}{P_a} - P_2 \ln \frac{P_2}{P_a} - (P_1 - P_2)}$$

$$= \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{\frac{P_1}{P_2} - 1 - \kappa \left( \frac{P_a}{P_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left[ \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right]}{\frac{P_1}{P_2} \ln \frac{P_1}{P_a} - \ln \frac{P_2}{P_a} - \left( \frac{P_1}{P_2} - 1 \right)}, \quad (26)$$

so ist also

$$\eta = \eta_I \eta_{II} \cdot \frac{T_{Ia}}{T_a} \eta_{th}. \quad (27)$$

An Hand dieser Gleichung kann der Speicherwirkungsgrad für den Einzelfall berechnet werden, wenn die für den Lader und Entlader aus der Erfahrung bekannten Wirkungsgrade  $\eta_I$  und  $\eta_{II}$  eingesetzt werden. Dabei ist nur zu berücksichtigen, daß diese Größen mit wachsendem Speicherdruck etwas abnehmen und wegen des zwischen  $P_1$  und  $P_2$  veränderlichen Speicherdrucks Mittelwerte sind. Der Faktor  $\eta_{th}$  berücksichtigt die Verschiedenheit der dem Idealvorgang entsprechenden Zustandsänderung bei der Verdichtung und Entspannung. Er ist in Abb. 3 in Abhängigkeit vom Verhältnis  $x = P_1/P_2$  des größten und kleinsten Speicherdrucks und mit  $P_2/P_a$  bzw.  $P_1/P_a$  als Parameter dargestellt, wie dies bei anderen Größen in den Abb. 1 und 2 bereits geschehen ist. Die  $\eta_{th}$ -Linien geben in einem anderen Maßstab auch den angenäherten  $\eta$ -Verlauf an, sofern die Faktoren der Gleichung (27), nämlich  $\eta_I$ ,  $\eta_{II}$  und  $T_{Ia}/T_a$ , als konstant angesehen werden, was zunächst geschehen soll.

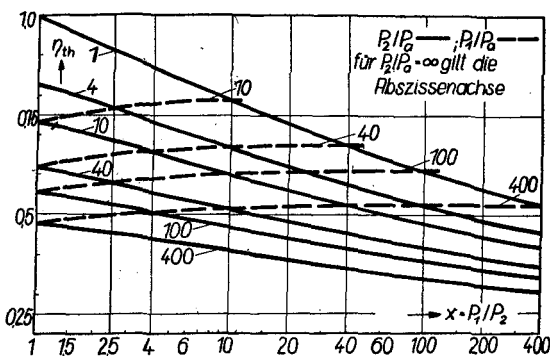


Abb. 3. Druckluftspeicher  
Wirkungsgrad (ohne Verluste im Belader und Entlader)

Man erkennt, daß  $\eta_{th}$  erheblich unter 1 absinken kann, und zwar um so mehr, je größer der Entladungsgrad  $P_1/P_2$  und insbesondere je größer  $P_2/P_a$ , je größer also der kleinste Speicherdruck. Hiernach ist es für den Speicherwirkungsgrad nicht günstig, große Druckschwankungen  $P_1/P_2$  im Speicher zuzulassen, also die Entladung sehr weit zu treiben. Noch nachteiliger sind aber große Werte  $P_2/P_a$ , also hohe Speicherdrücke. Dabei ist noch nicht einmal berücksichtigt, daß auch  $\eta_I$  und  $\eta_{II}$  sowohl durch Druckschwankungen als auch durch hohe Speicherdrücke (Undichtheiten, Schwierigkeit der Kühlung, enge Kanäle) merklich herabgesetzt werden und große Speicherdrücke entsprechend hohe Luftherhitzung fordern, damit der Entspanner nicht

einfriert und diese hohen Temperaturen, wie schon S. 209 dargelegt ist, unter Umständen nicht ausführbar sind. Um auch hierüber einen Überblick zu geben, sind in Abb. 3 noch die Linien  $P_1/P_a = 10, 40, 100, 400$  hinzugefügt. Diese sind gleichzeitig Linien für  $(T_{1u})_{\min} = 398, 474, 521, 584^\circ\text{K}$ , sofern als tiefste Auspufftemperatur im Entspanner  $0^\circ\text{C}$  bzw.  $273^\circ\text{K}$  zugelassen wird.

Für die endgültige Beurteilung ist aber die wirkliche Gewichtsausnützung mindestens ebenso wichtig wie der Wirkungsgrad. Für die verlustlose Speicherung ist die Gewichtsausnützung bereits unter III bestimmt und in Abb. 1 dargestellt worden. Danach haben dort die eben erwähnten Größen  $P_1/P_a$  und  $P_2/P_a$  den entgegengesetzten Einfluß wie bei  $\eta$ . Die wirkliche Gewichts- ausnützung ist das  $\eta$ -fache dieser theoretischen Ausnützung  $E_{is}/G$ . Um ein allgemeines Bild zu erhalten, nehmen wir wieder  $\eta$  proportional zu  $\eta_{th}$  an. Dann gibt der Verlauf des Produkts  $\eta_{th} \frac{E_{is}}{G}$  in einem leicht zu bestimmenden

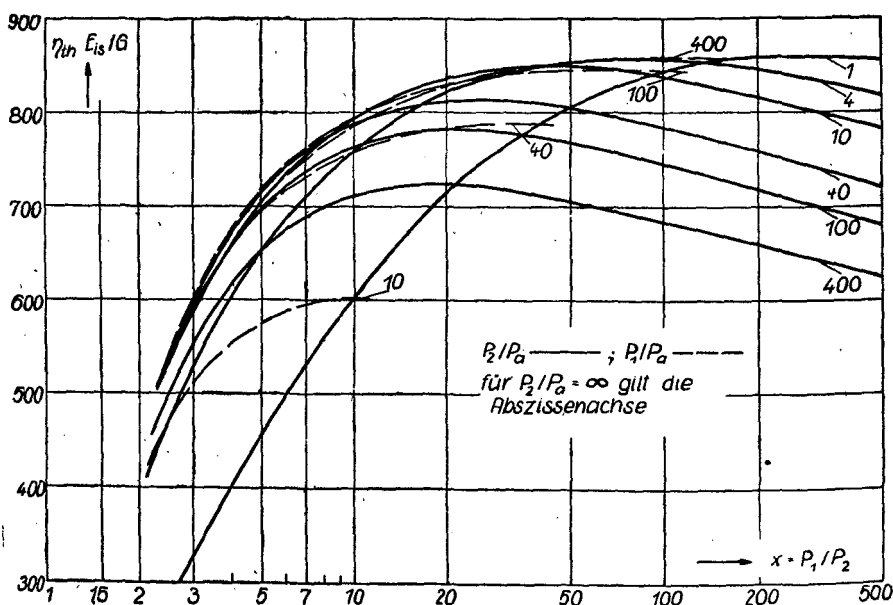


Abb. 4. Druckluftspeicher  
Speicherfähigkeit je kg Speichergewicht in mkg/kg (ohne Verluste im Be- und Entlader)

Maßstab auch den Verlauf der wirklichen Gewichtsausnützung an. Diese ist in Abb. 4 dargestellt. Daraus ist ersichtlich, daß die wirkliche Gewichts- ausnützung für jeden Parameter  $P_2/P_a$  einen Bestwert annimmt, der mit wachsendem  $P_2/P_a$ , also wachsendem Speicherdruck, kleiner wird. Dieser Bestwert rückt aber gleichzeitig nach links, so daß sich die Linien bei kleinen Abszissen  $P_1/P_2$  durchschneiden und die Verhältnisse hier weniger übersichtlich werden. Aber dieses Gebiet kommt für die Praxis in erster Linie in Frage. Deshalb sind die Linien für Entladungsgrade  $P_1/P_2 = 1,2$  bis 3 in Abb. 5 besonders herausgezeichnet.

Sowohl in Abb. 4 wie 5 sind die oben bereits erwähnten Linien  $P_1/P_a = \text{konst.}$ , d.h.  $(T_u)_{\min} = \text{konst}$  zugefügt, deren Maximum weiter nach rechts verschoben ist, die sich aber ebenfalls überkreuzen und geringere Unterschiede aufweisen.

Der Verlauf der Linien in Abb. 5 zeigt, daß in diesem Bereich zwar noch eine kleine Überlegenheit der hohen Speicherdrücke besteht. Diese ist aber so gering, daß sie durch die mit steigendem Druck eintretende und bisher nicht berücksichtigte Verschlechterung der Werte  $\eta_I$  und  $\eta_{II}$  reichlich aufgehoben wird, zudem die Lademaschine sich verteuert. Demnach bringt es keinen Vorteil, den Speicherdruck  $p_1$  über  $40 p_a$  hinaus zu steigern, wenn nicht der Raumbedarf eine ausschlaggebende Rolle spielt. Mit Rücksicht darauf, daß in dem in Frage kommenden Bereich die Speicherkapazität mit wachsendem  $P_1/P_2$  zunimmt, ist es nahelegend, den Speicher, soweit als die Entlademaschine zuläßt, zu entladen.

Schätzt man den isothermischen Wirkungsgrad des Verdichters zu  $\eta_I = 0,6$ , den adiabatischen Wirkungsgrad des Entspanners zu  $\eta_{II} = 0,65$ , und läßt man eine Überhitzung auf  $t_{1a} = 200^\circ$  (entsprechend  $T_{1a} = 473^\circ \text{K}$ ,  $t_a = 15^\circ \text{C}$ ,  $T_a = 288^\circ \text{K}$ ) zu, so ergibt sich

$$\eta_I \eta_{II} \frac{T_{1a}}{T_a} = k = 0,6 \cdot 0,65 \cdot \frac{473}{288} = 0,64,$$

so daß  $\eta = 0,64 \eta_{th}$  als Bestwert erwartet werden kann, also mit  $\eta_{th} \approx 0,6$ ,  $\eta = 0,38$ .

Im ganzen ist also festzustellen, daß der Druckluftspeicher folgende Nachteile besitzt: die empfindliche und teure Lade- und Entlademaschine, die hohe Lufterhitzung und den schlechten Wirkungsgrad.

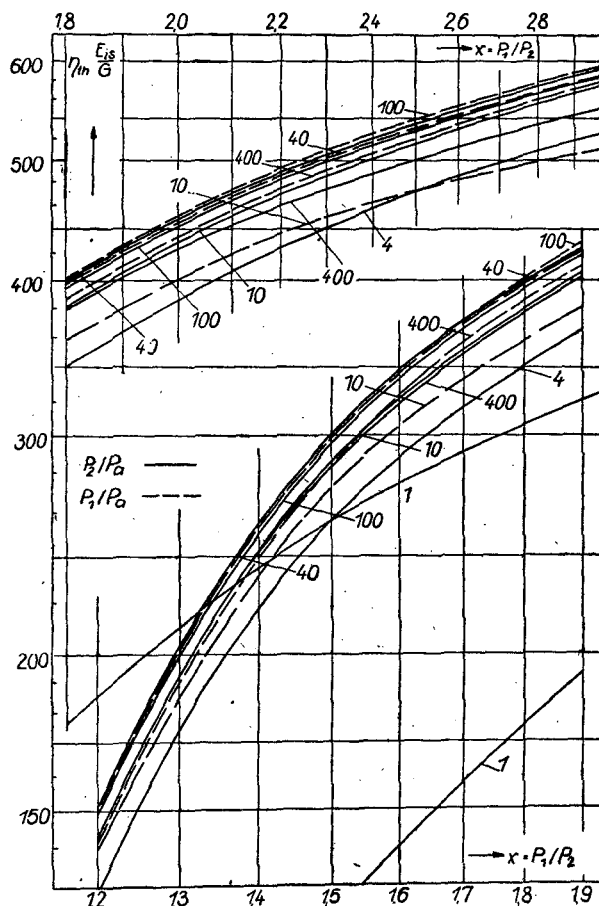


Abb. 5. Druckluftspeicher  
 Darstellung des Bereichs der Abb. 4 für kleine  $P_1/P_2$ .

b) Unter Druckgas stehender Wasserspeicher. Da hier nicht mehr mit Luft, sondern mit Wasser be- und entladen wird, ist die Lademaschine eine einfache Wasserpumpe, am besten eine Differentialkolbenpumpe. Die Entlademaschine ist ebenfalls denkbar einfach. Beide Maschinen vereinigen einen recht guten Wirkungsgrad mit einfacher Bauweise und Anspruchslosigkeit hinsichtlich Bedienung.

Da das Gaskissen nur von  $P_1$  auf  $P_2$  expandiert, so besteht aus betrieblichen Gründen keine Notwendigkeit zur Kühlung beim Laden oder zur Überhitzung beim Entladen. Im Hinblick auf die arbeitssparende Wirkung beider Maßnahmen und die gleichzeitig damit verbundene Erhöhung der Speicherkapazität empfiehlt sich aber ihre Anwendung dort, wo sie in bequemer Weise durchzuführen sind. Der Wirkungsgrad bessert sich dann wieder im Verhältnis der mittleren absoluten Temperaturen beim Entladen und Laden. Im gleichen Grade wächst die Speicherkapazität, d.h. die Gewichtsausnutzung.

Es liegt nahe, für die abwechselnde Kühlung und anschließende Erwärmung die auch als Wärmespeicher sehr geeignete Wasserfüllung des Kessels zu benutzen. Diese kann beim Laden den Temperaturanstieg des Gaskissens durch Kühlung, beim Entladen den Temperaturabfall durch Erwärmung verhindern. Der Vorteil liegt hier darin, daß Wasser und Druckluft im gleichen Raum unter gegenseitiger unmittelbarer Berührung untergebracht sind und die gegenseitige Berührungsfläche durch Zerstäuben des Wassers beliebig vergrößert werden kann. Man kann beispielsweise beim Laden das frisch zugepumpte kalte Wasser in feiner Verteilung durch den Luftraum führen.

Will man die Luft über die Umgebungstemperatur hinaus erwärmen, so ist es zweckmäßig, den dauernd mit Luft gefüllten Speicherteil räumlich zu trennen von dem zeitweise vorwiegend mit Wasser gefüllten Speicherteil, wobei beide Räume durch eine Gasleitung zu verbinden sind. Die Erhitzung beim Entladen bzw. Kühlung beim Laden wird in dieser Verbindungsleitung vorgenommen, wobei zustatten kommt, daß der Wärmeübergang durch die vorliegende hohe Luftgeschwindigkeit gefördert wird. Es sind aber nur geringe Wärmebewegungen am Platz, weil das Gas mit dem Wasserspiegel in Berührung kommt.

### Zusammenfassung

Die Arbeit entwickelt Richtlinien für die Ausbildung von Energiespeichern, welche Druckluft (oder ein chemisch gegen Metalle und Feuchtigkeit passives Gas) als Arbeitsmittel oder nur als elastisches Glied benutzen. Im letzteren Fall dient Wasser als Arbeitsflüssigkeit, dessen Oberfläche durch ein Luftpolster belastet wird.

In allen Fällen ist die Speicherkapazität durch eine Druckänderung in Verbindung mit einem gleichbleibenden Rauminhalt bedingt.

Zunächst wurden die Gleichungen für die Berechnung der Speicherenergie im Fall fehlenden Wärmeaustausches und im Fall vollkommenen Temperaturausgleichs mit der Umgebung, also für die beiden Grenzfälle, entwickelt und anschließend gezeigt, daß der Eisenaufwand für alle Druckgefäße mit vorgeschriebenem Rauminhalt unabhängig vom Durchmesser oder davon ist, ob man das gegebene Volumen auf mehrere Kessel aufteilt oder nicht. Das



gleiche gilt dann auch für die je kg Wandmaterial speicherbare Energie. Beim Druckluftspeicher verbessert sich diese Gewichtsausnutzung stetig mit der Höhe des Speicherdruckes bis zu etwa  $40 \text{ kp/cm}^2$ , wobei aber eine wachsende Erhitzung vor der Entladung nötig ist, wenn der Entlader nicht mit sehr schlechtem Wirkungsgrad arbeiten oder nicht einfrieren soll. Bemerkenswert aber ist, daß die je kg Aufwand speicherbare Energie bei dem unter Druckgas stehenden Wasserspeicher praktisch unabhängig vom Speicherdruck ist. Hier gibt es auch ein günstigstes Entladeverhältnis, d.h. Verhältnis zwischen höchstem und niederstem Speicherdruck von  $e = 2,718$ . Der Materialaufwand je Arbeitseinheit ist aber bei diesem Speicher wesentlich höher als beim reinen Druckluftspeicher, weil die nicht speichernde Wasserfüllung einen erheblichen Teil des Behälterraumes in Anspruch nimmt. Dafür ist aber der Wirkungsgrad sehr gut und wesentlich höher als beim Druckluftspeicher; ebenso ist die betriebliche Handhabung viel einfacher, weil die Notwendigkeit der Kühlung beim Laden und Erhitzen beim Entladen wegfällt. Man kann hier sogar Wirkungsgrade nahe an 1 erzielen, wenn man durch Wärmeaustausch zwischen Luft und Wasserinhalt für isothermische Zustandsänderung im Luftkissen sorgt oder Luft- und Wasserraum trennt, wobei in der Verbindungsleitung Wärmetauscher eingeschaltet werden.